

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Mobilní manipulační zařízení

Mobile Manipulation Equipment

Student:	Dušan Lasák
Vedoucí bakalářské práce:	doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2010

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Dušan Lasák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nádražní 717

747 27, Koberice

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

LASÁK, D. *Mobilní manipulační zařízení : bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování (340), 2010, 41 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem mobilního manipulačního zařízení. V úvodu práce je přehled v současnosti vyráběných typů mobilního manipulačního zařízení také nazývaného jako „žirafa“, a porovnání jejich parametrů. Dále je řešen vlastní návrh konstrukce zařízení. Následuje stanovení kinematických a stabilitních parametrů předmětného zařízení. Další část práce se zabývá závislostí nosnosti zařízení ve čtyřech polohách vysunutí ramene. Konstrukce je ověřena kontrolním výpočtem doplněným o pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků. K bakalářské práci je také doložen sestavný výkres zařízení.

## **ANNOTATION OF BACHELOR WORK**

LASÁK, D. *Mobile Manipulation Equipment : Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design (340), 2010, 41 p. Thesis head: Fries, J.

The bachelor thesis deals with an engineering design of a mobile manipulation equipment. At the beginning there is a list of currently manufactured types of mobile manipulation equipment also known as „the giraffe“ and a comparison of their parameters. Subsequently, own the design solutions of device. Followed by determination of kinematic parameters and the stability of the equipment. Another part deals with the dependency load four position eject arm. The construction is verified by strength inspection supplemented by calculation of the stress analysis using finite element method. The design drawing is enclosed to this thesis.

## OBSAH

<b>SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ.....</b>	<b>2</b>
<b>1 ÚVOD.....</b>	<b>3</b>
1.1 Cíle bakalářské práce .....	3
<b>2 REŠERŠE V OBLASTI MOBILNÍCH MANIPULAČNÍCH ZAŘÍZENÍ .....</b>	<b>4</b>
2.1 VŠEOBECNÝ PŘEHLED JEŘÁBOVÝCH VOZÍKŮ Z ŠIROKÉHO SPEKTRA JEDNOTLIVÝ VÝROBCŮ .....	4
<b>3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOBILNÍHO MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ.....</b>	<b>9</b>
3.1 Konstrukční návrh rámu .....	10
3.2 Konstrukční návrh teleskopického ramena.....	11
3.3 Volba hydraulického válce .....	12
<b>4 KINEMATIKA A STABILITA MOBILNÍHO MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ.....</b>	<b>14</b>
4.1 Rozbor kinematiky zařízení .....	14
4.2 Diagram zatížení mobilního manipulačního zařízení .....	15
4.3 Stabilita zařízení .....	17
<b>5 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA RAMENO .....</b>	<b>19</b>
5.1 Výpočet reakcí působících na rameno, vzniklých výložníkem ramene .....	19
5.2 Výpočet síly v hydraulickém válci .....	21
5.3 Výpočet reakční síly působící na čep v kloubu ramene.....	23
5.4 Výpočet čepů .....	24
5.5 Výpočet svarů .....	30
<b>6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA RAMENE.....</b>	<b>31</b>
6.1 Výpočet ramene pomocí pevnostní analýzy metodou MKP.....	32
6.2 Výpočet bezpečnosti ramene .....	34
<b>7 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ PODVOZKU .....</b>	<b>34</b>
<b>8 BEZPEČNOSTNÍ ZÁSADY PRO MANIPULACI.....</b>	<b>35</b>
<b>9 ZÁVĚR .....</b>	<b>36</b>
<b>10 POUŽITÁ LITERATURA.....</b>	<b>37</b>
<b>11 SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>38</b>

## SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

a	Zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
c	Počet	[-]
d	Průměr	[mm]
g	Gravitační zrychlení, délka	$[m \cdot s^{-2}]$ , [mm]
h	Výška	[mm]
k	Součinitel bezpečnosti, převodní součinitel	[-]
l	Délka	[mm]
m	Hmotnost	[kg]
n	Počet	[-]
q	Měrné zatížení	$[N \cdot m^{-1}]$
t	Čas	[s]
v	Rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
z	Délka	[mm]
F	Síla	[N]
L	Délka	[mm]
$M_o$	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
R	Reakce	[N]
Re	Mez kluzu	[MPa]
S	Obsah	$[mm^2]$
$W_o$	Modul odporu průřezu v ohybu	$[mm^3]$
$\sigma$	Normální napětí	[MPa]
$\tau$	Smykové napětí	[MPa]
$\alpha$	Úhel	[°]
$\beta$	Úhel	[°]
$\gamma$	Úhel	[°]
$\pi$	Konstanta	[-]

# 1 Úvod

V bakalářské práci je řešen konstrukční návrh mobilního manipulačního zařízení. Z dnešních vyráběných hydraulických (pneumatických) jeřábů takzvaných mobilních manipulačních zařízení budou vybrána příznivá řešení, které odpovídají zadaným požadavkům bakalářské práce. Z těchto řešení bude zkompletováno požadované zařízení. Práce je zaměřena na konstrukční řešení rámu mobilního manipulačního zařízení. Ostatní díly tohoto zařízení jako hydraulický válec, pojezdové kolečka, hák, spojovací části jsou použity typizované. Jako vhodný profil pro konstrukci rámu mobilního manipulačního zařízení byl použit obdélníkový profil, ze kterého se rám skoro celý skládá. Z důvodu proměnlivosti zatížení kladeného na zařízení je řešení kinematických a stabilitních výpočtů obtížné.

## 1.1 Cíle bakalářské práce

Cílem této bakalářské práce je:

1. provést přehled možných řešení,
2. na základě vypracované rešerše provést optimální řešení,
3. provést konstrukční řešení mobilního manipulačního zařízení tak aby zařízení bylo schopné najet kolem euro palety ne jen z kratší strany ale i z delší strany,
4. provést kinematické a stabilitní výpočty daného zařízení,
5. vytvořit výkresovou dokumentaci skládající se ze sestavného výkresu,
6. stanovení bezpečnostních zásad pro manipulaci s tímto zařízením.

## **2 Rešerše v oblasti mobilních manipulačních zařízení**

Jeřábové vozíky nebo také dopravní manipulační zařízení jsou určeny pro manipulaci jednotlivých břemen, jejichž maximální hmotnost se pohybuje v rozmezí 0,5 – 2 t. Tyto zařízení jsou zejména určeny pro pohyb na rovných a pevných podlahách, které jim také zajišťují stabilní provozní podmínky. Jsou vhodné zejména pro montáž a demontáž automobilových motorů a různých technologických zařízení, s kterými jsou schopny bezpečné manipulace. Další jejich uplatnění se najde při opravách nebo výměnách různých strojních zařízení. Jsou konstruovány pro zdvih, krátkodobou výdrž se zvednutým břemenem, ale také pro převezení břemene na krátkou vzdálenost. Zařízení jsou vybavena hydraulickým (pneumatickým) agregátem s ručním pohonem, ochranou proti přetížení, která je realizovaná pomocí vypouštěcího ventilu.

### **2.1 Všeobecný přehled jeřábových vozíků z širokého spektra jednotlivých výrobců**

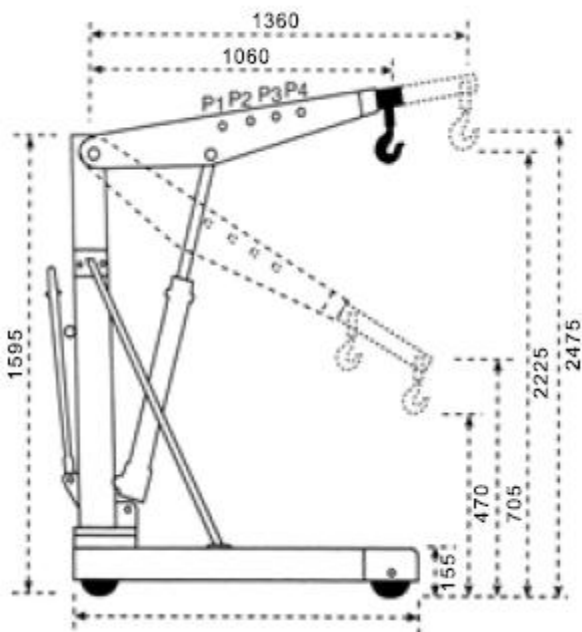
#### **Jeřábový vozík firmy B2B partner s.r.o.**

Na obrázku 1.1 je znázorněn jeřábový vozík firmy B2B partner s.r.o. který je konstruován převážně pro manipulaci břemen z euro palet. V konstrukci jeho podvozku je realizována schopnost objet euro paletu z její kratší části což nám umožňuje lehčí manipulaci s břemeny umístěnými na euro paletách. Na obrázku 1.2 jsou znázorněny jeho základní míry. Tento vozík má teleskopické rameno, které může být vysunuto ve čtyřech polohách, z nichž každá poloha má svou jmenovitou nosnost. Technické parametry jsou sepsány v tabulce 1.1.





Obr. 1.1 jeřábový vozík firmy  
B2B partner s.r.o. [9]



Obr. 1.2 technické parametry jeřábového  
vozíku B2B partner s.r.o.[9]

Tab. 1.1 Technické parametry jeřábového vozíku firmy B2B partner s.r.o.

<b>Nosnost při jednotlivých pozicích vysunutí ramene:</b>	P1 1000 kg, P2 900 kg, P3 800 kg, P4 750 kg
<b>Minimální délka ramene:</b>	1060 mm
<b>Maximální délka ramene:</b>	1360 mm
<b>Minimální zdvih:</b>	470 mm
<b>Maximální zdvih:</b>	2225 mm
<b>Hmotnost:</b>	103 kg

### Hydraulický jeřábový zvedák 2T – 26862 firmy LEVIOR

Na obrázku 1.3 je znázorněn hydraulický jeřábový zvedák firmy LEVIOR s.r.o. který je konstruován na nosnost 2 tuny. Variabilita použití tohoto zvedáku je široká a úschova jednoduchá díky jeho skladnosti. Hydraulický jeřábový zvedák je konstruován pouze pro účely zdvihání, nikoliv podpírání břemen. Jeho teleskopické rameno má čtyři pozice, ve kterých má jiné nosnosti. V tabulce 1.2 jsou sepsány jeho technické parametry.



Obr. 1.3 hydraulický jeřábový zvedák firmy LEVIOR s.r.o.[10]

Tab. 1.2 technické parametry hydraulického zvedáku firmy LEVIOR s.r.o.

<b>Maximální nosnost:</b>	2000 kg
<b>Nosnost zdvihu v poloze 1:</b>	2000 kg
<b>Nosnost zdvihu v poloze 2:</b>	1500 kg
<b>Nosnost zdvihu v poloze 3:</b>	1000 kg
<b>Nosnost zdvihu v poloze 4:</b>	500 kg
<b>Maximální výška zdvihu v poloze 1:</b>	1920 mm
<b>Maximální výška zdvihu v poloze 4:</b>	2360 mm
<b>Celková šířka:</b>	1100 mm
<b>Šířka mezi nohama:</b>	945 mm

### Dílenský jeřáb SILVERLINE HWK KLS

Na obrázku 1.4 je znázorněn dílenský jeřáb firmy pfaff silberblau. Tento jeřáb slouží pro použití v dílnách, pro montáž a demontáž různých strojních zařízení jako jsou motory. Sestavitelný bez náradí, zvedání je zajištěno pomocí jednočinného ručního čerpadla. Přesné spouštění jeřábu je realizováno pomocí ručního vypustného ventilu. Také u tohoto zařízení je čtyřikrát nastavitelný výložník, kde na každou pozici je určena mezní nosnost. Technické parametry jsou sepsány v tabulce 1.3.



Obr. 1.4 dílenský jeřáb firmy pfaff silberblau [11]

Tab. 1.3 technické parametry dílenského jeřábu firmy pfaff silberblau

<b>Maximální nosnost:</b>	1000 kg
<b>Nosnost zdvihu v poloze 1:</b>	1000 kg
<b>Nosnost zdvihu v poloze 2:</b>	800 kg
<b>Nosnost zdvihu v poloze 3:</b>	700 kg
<b>Nosnost zdvihu v poloze 4:</b>	500 kg
<b>Maximální výška zdvihu v poloze 1:</b>	2080 mm
<b>Maximální výška zdvihu v poloze 4:</b>	2200 mm
<b>Šířka mezi nohama:</b>	850 mm
<b>Celková šířka:</b>	990 mm
<b>Hmotnost:</b>	150 kg

### **Jeřábový vozík JR 12 RS**

Jeřábový vozík JR 12 RS od firmy Belet je znázorněn na obrázku 1.5. Jeřábový vozík je určen pro manipulaci jednotlivých břemen, které mají hmotnost do 1200 kg. Tyto jeřábové vozíky jsou vybaveny hydraulickým agregátem s ručním pohonem a také ochranou proti přetížení. Maximální zdvih tohoto zařízení je 2500 mm.



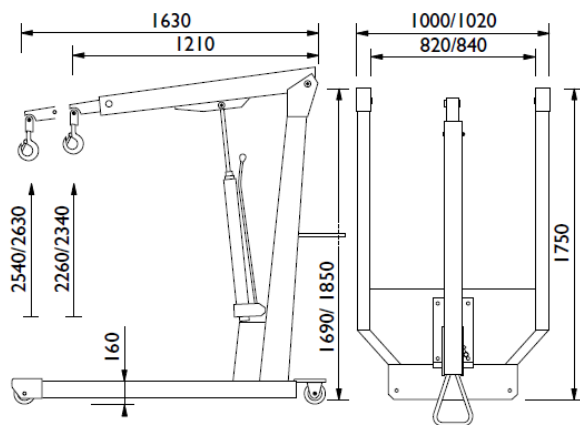
Obr. 1.5 jeřábový vozík JR 12 RS od firmy Belet [12]

### **Dílenský jeřábový vozík WN 20**

Na obrázku 1.6 je znázorněn dílenský jeřábový vozík od společnosti AC – Hydraulic. Jeho základní míry jsou znázorněny na obrázku 1.7. Hydraulické čerpadlo s chromovým pístem zaručuje dílenskému jeřábu dlouhodobou životnost. Zařízení splňuje nejpřísnější mezinárodní bezpečnostní požadavky. Díky možnosti natáčení zadních koleček je jeřáb velmi dobře ovladatelný a to i při plném zatížení. Vnitřní šířka rámu umožňuje použití euro palet. Zařízení je vybaveno plně otočným hákem, zavěšeným na teleskopickém ramenu s pěti nastavitelnými polohami, z nichž každá má svou nosnost. V tabulce 1.4 jsou sepsány technické parametry zařízení.



Obr. 1.6 dílenský jeřábový vozík WN 20 [13]



Obr. 1.7 základní míry WN 20 [13]

Tab. 1.4 technické parametry dílenského jeřábového vozíku WN 20

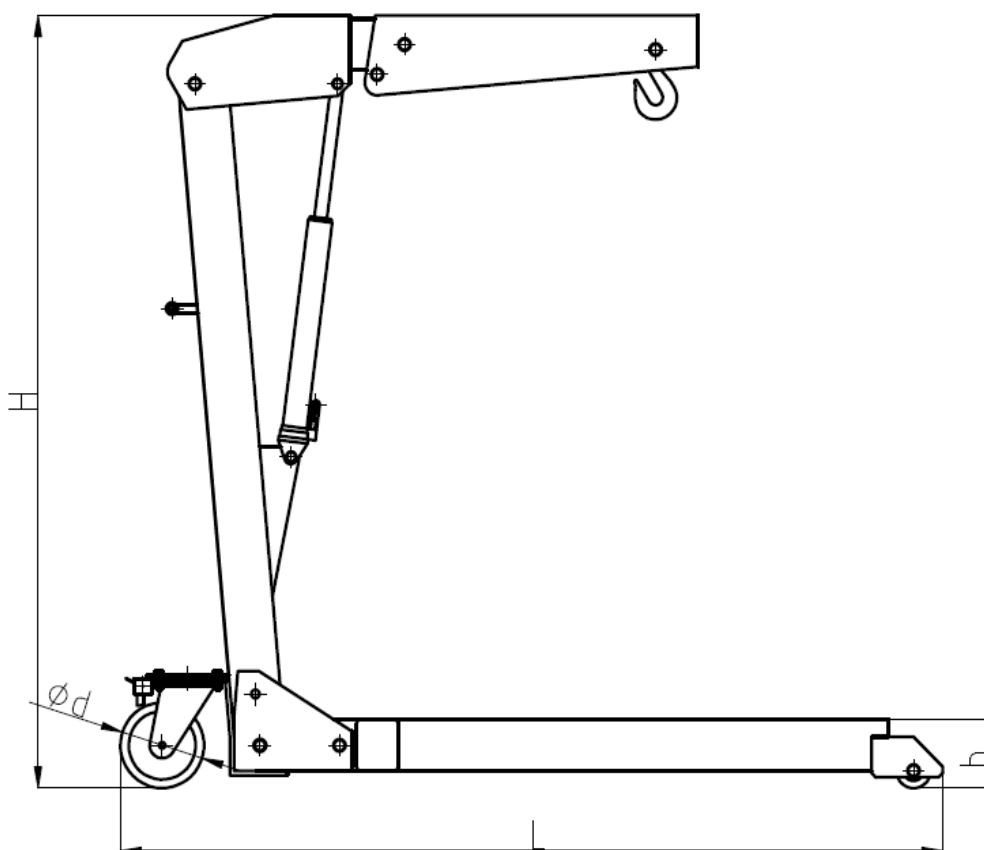
<b>Nosnost:</b>	2000 – 1600 kg
<b>Výška zdvihu:</b>	2340 – 2630 mm
<b>Šířka mezi nohama:</b>	820 mm
<b>Hmotnost:</b>	250 kg

### 3 Konstrukční návrh mobilního manipulačního zařízení

Při konstrukčním návrhu mobilního manipulačního zařízení musíme znát maximální nosnost zařízení, na kterou bude konstrukce dimenzována. Toto zařízení je konstruováno na základě normy ČSN 27 0142, tato norma platí pro zkoušení jeřábů a zdvihadel s ručním i motorickým pohonem, kterými se zdvihají nebo přemísťují břemena pomocí prostředků pro vázání, zavěšování a uchopení břemen. Výpočet bude proveden staticky. Kinematickým výpočtem bude znázorněno, jakou nosnost má zařízení při různých úhlech zdvihu ramene. Stabilita neboli schopnost stroje přenášet pracovní zatížení, aniž by hrozilo převržení stroje. Stabilita bude ověřena.[1],[2]

### 3.1 Konstrukční návrh rámu

Konstrukční návrh je vypracován pro nosnost zařízení 2 t. Zařízení je konstruováno pro provoz v dílnách nebo skladech. Pro dobrou stabilitu je nutné, aby se zařízení pohybovalo po pevném povrchu. Hlavním polotovarem rámu je ocelová bezešvá obdélníková trubka TR 4HR 120 x 8 ČSN 42 5720.00 vyrobená z materiálu 11 523.0 konstrukční ocel, tavná svařitelnost do tloušťky 25 mm zaručena, do tloušťky 50 mm podmíněčně zaručena. Rozměry rámu jsou odvozeny z požadavku na zdvih zařízení, který by se měl pohybovat kolem 2300 mm. Další rozměry jsou odvozeny z požadavku na rozměr vzdálenosti nohou, která musí zajišťovat schopnost zařízení objet euro paletu i z delší strany. Jako další primární rozměr je maximální a minimální délka hydraulického válce. Pro zajištění požadované mobility i při zatíženém stavu je zařízení vybaveno dvojicí paletových koleček, které jsou umístěny na nohách. Řídící dvojice otočných těžkotonážních koleček je umístěna na zadní části rámu. Na obrázku 1.8 je předběžný návrh rozměrů zařízení, v tab. 1.5 hodnoty rozměrů.



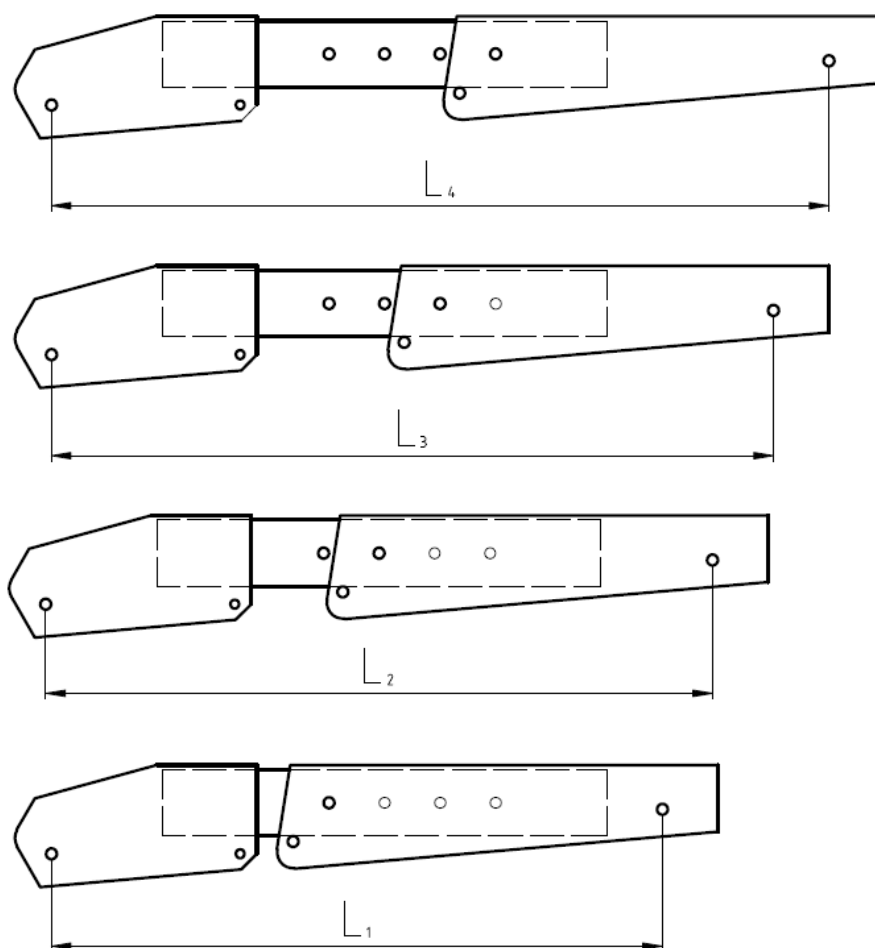
Obr. 1.8 předběžný konstrukční návrh

Tab. 1.5 hodnoty rozměrů předběžného návrhu

Základní rozměry jeřábového vozíku	
rozměr	mm
H	1805
h	160
L	1963
d	200

### 3.2 Konstrukční návrh teleskopického ramena

Teleskopické rameno je navrženo tak, aby bylo schopno prodloužení. Rameno má čtyři nastavitelné délky. V tab. 1.6 jsou sepsány hodnoty délek. Na obr. 1.9 jsou znázorněny všechny čtyři možné vysunutí ramene.



Obr. 1.9 možné vysunutí ramene

Tab. 1.6 rozměry délek vysunutí ramene

Možné vysunutí teleskopického ramene	
rozměr	mm
L <sub>1</sub>	1100
L <sub>2</sub>	1200
L <sub>3</sub>	1300
L <sub>4</sub>	1400

### 3.3 Volba hydraulického válce

Při volbě vhodného hydraulického válce u jednoduchého kloubového systému vycházíme z minimálního ramene  $X_{\min}$ , přičemž je hledán kompromis mezi maximálním ramenem  $X_{\max}$  zaručující maximální zvedací moment a ideálními rozměry jeřábu ve složeném stavu. Na obr. 3.4 jsou znázorněny rozměry  $X_{\min}$  a  $X_{\max}$ , které jsou sepsány v tab. 3.4. Velikost ramene  $X$  má také velký vliv na zdvih hydraulického válce, s rostoucím ramenem  $X$  roste i zdvih. Jednoduchý kloubový systém představuje levné a spolehlivé řešení pro jeřáby zejména malé a lehké řady, jako je náš požadovaný dílenský jeřáb, kde je také kladen důraz na nízkou pořizovací cenu. Na základě těchto poznatků volím hydraulický válec 8t firmy automotive který je znázorněn na obrázku 3.3. V tabulce 3.3 jsou sepsány základní hodnoty hydraulického válce firmy automotive.



Obr. 3.3 hydraulický válec firmy automotive [14]



Tab. 3.3 základní hodnoty hydraulického válce firmy automotive

<b>Max. nosnost (<math>F_{hvm}</math>):</b>	8000 kg
<b>Min. délka:</b>	620 mm
<b>Max. délka:</b>	1100 mm
<b>Roztažení:</b>	480 mm

$$F_{hvm\max} = F_{hvm} \cdot g = 8000 \cdot 9,81 = 78480 \text{ [N]} \quad (1)$$

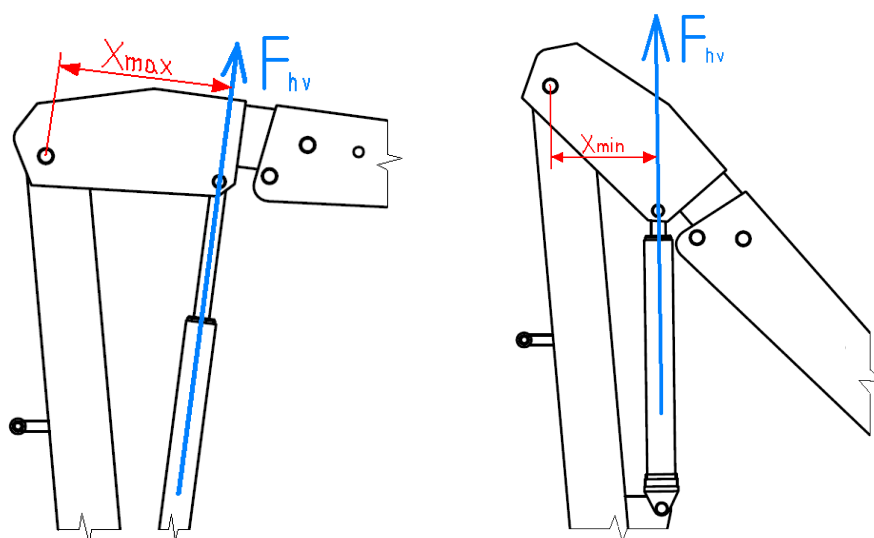
$$M_{VZ\min} = F_{hvm\max} \cdot X_{\min} = 78480 \cdot 0,229 = 17\,971,9 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (2)$$

$$M_{VZ\max} = F_{hvm\max} \cdot X_{\max} = 78480 \cdot 0,337 = 26447,7 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3)$$

$$M_{VZ\text{ stř}} = \frac{M_{VZ\min} + M_{VZ\max}}{2} = \frac{17971,9 + 26447,7}{2} = 22209 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4)$$

Tab. 3.4 rozměry  $X_{\min}$  a  $X_{\max}$

<b><math>X_{\min}</math>:</b>	229 mm
<b><math>X_{\max}</math>:</b>	337 mm



Obr. 3.4 silové poměry při zvedání ramene přes jednoduchý kloubový systém

Z rovnosti výkonu platí:

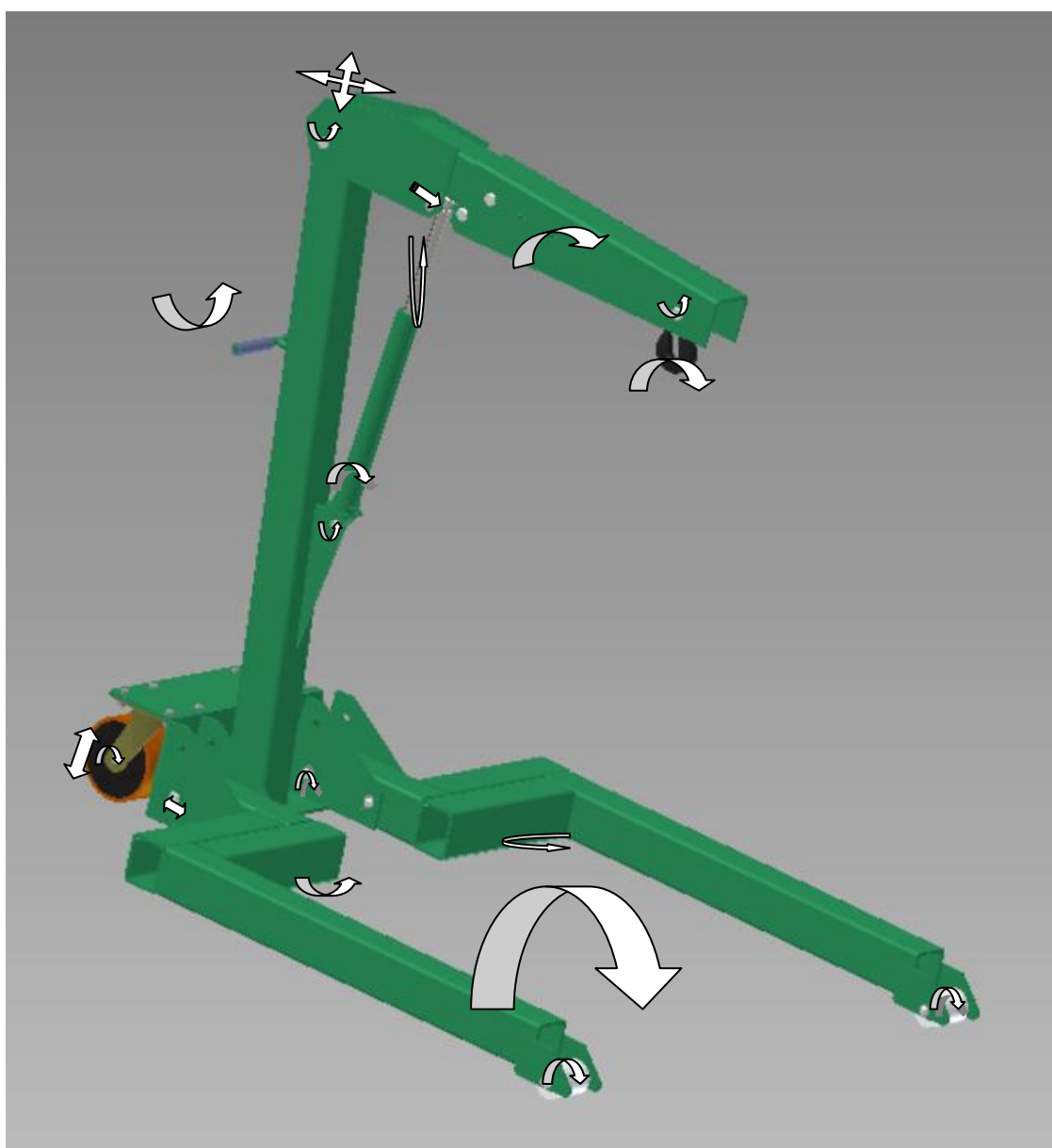
$$P_{hv} = F_{hv} \cdot v_z = M_{ZD} \cdot \omega \Rightarrow \omega = \frac{F_{hv} \cdot v_z}{F_{hv} \cdot X} = \frac{v_z}{X} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (5)$$

kde:  $F_{hv}$  [N] – síla vyvozovaná hydraulickým válcem,  
 $v_z$  [m.s<sup>-1</sup>] – rychlost zdvihu hydraulického válce,  
 $\omega$  [s<sup>-1</sup>] – úhlová rychlost ramene.

Z rovnosti výkonu vztah (4) jednoznačně vyplývá, že  $\omega = f(x)$ . Díky tomuto faktu by měla obsluha zařízení dbát zvýšené pozornosti, z důvodu možného rozhoupání břemene. Kvůli možnému rozhoupání břemene se doporučuje konstantně a klidně pumpovat tyčí poháněcí hydraulický válec.

## 4 Kinematika a stabilita mobilního manipulačního zařízení

### 4.1 Rozbor kinematiky zařízení



Obr. 4.1 kinematika mobilního manipulačního zařízení

### Názvosloví kinematiky

- *Rameno* – pevná část,
- *Kloub* - prvek umožňující řízený nebo volný pohyb dvou ramen, které spojuje,
- *Kinematická dvojice* – dvojice ramen spojených kloubem,
- *Kinematický řetězec* – množina ramen spojených klouby,
- *Mechanismus* – kinematický řetězec, jehož jedno rameno je spojeno se zemí.[3]

Tuhé těleso v prostoru má celkem 6 DOF (Degrees Of Freedom = ° volnosti).

### Počet stupňů volnosti – Grüblerovo (Kutzbachovo) kritérium

$$F_{DOF} = \lambda_E \cdot (n - 1) - \sum_{i=1}^j c_i \quad (6)$$

$$F_{DOF} = 6 \cdot (10 - 1) - (5 + 5 + 5 + 5 + 5 + 5 + 5 + 4 + 4)$$

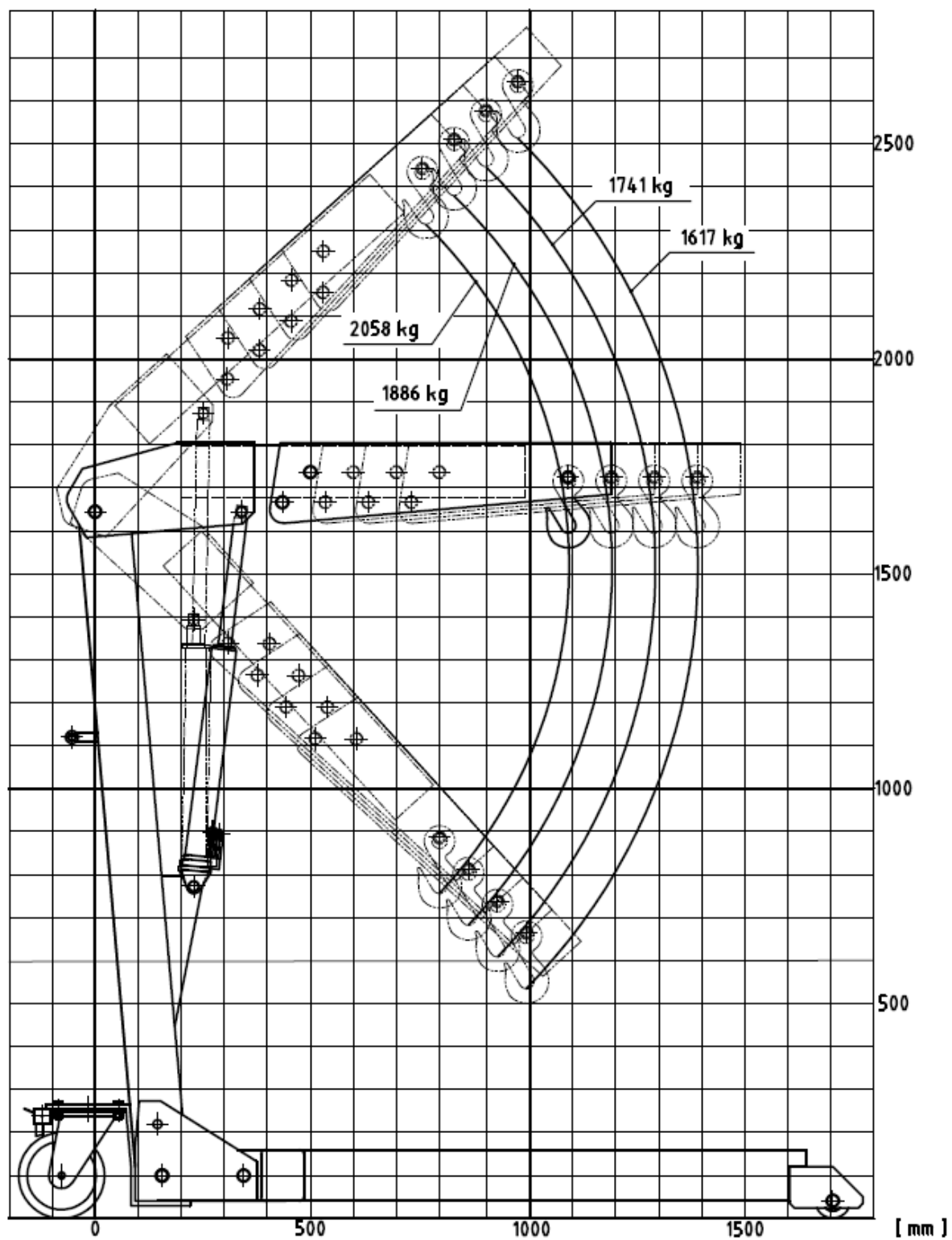
$$F_{DOF} = 11 \text{ DOF}$$

Mobilní manipulační zařízení má 11° volnosti, což znamená, že k určení přesné okamžité polohy zařízení, je zapotřebí 11 nezávislých souřadnic.

kde:  $\lambda_E$  – počet DOF okolního prostoru, pro E3 je DOF = 6 [-]  
 $n$  – počet ramen mechanismu (bez hydraulického válce)  
 $c_i$  – počet omezení odebraných kloubem  $i$

### 4.2 Diagram zatížení mobilního manipulačního zařízení

Zátěžový diagram mobilního manipulačního zařízení, je jednou ze stěžejních charakteristik. Vypovídá o geometrii zařízení ale také hlavně o jednotlivých nosnostech při možných délkách vyložení. Na obrázku 4.2 je znázorněn zátěžový diagram, na kterém jsou znázorněny trajektorie zdvihání, a také jmenovité nosnosti při různých délkách vyložení.



Obr 4.2 zátěžový diagram

### 4.3 Stabilita zařízení

Zařízení je stabilní díky tomu, že nohy jsou delší než vyložení ramene, na kterém je břemeno. Zařízení může ztratit stabilitu kvůli vnějším vlivům působícím na jeřáb, jako jsou např. skloněná podlaha, překážka v jízdě. Největším rizikem pro ztrátu stability je náraz při převozu s břemenem na maximálním vysunutí výložníku, proto bude proveden výpočet, který bude limitovat rychlost pojezdu zařízení s břemenem. Při nárazu setrvačnost břemene vychýlí břemeno o určitý úhel, a jestli tento úhel překročí limitní úhly, které jsou znázorněny na obrázku 4.3, je stabilita vážně ohrožena. Proto výpočtem zjistím limitní rychlost zařízení pro každou pozici výložníku, podle hmotnosti břemene a zpomalení vzniklého nárazem. Délka času nárazu se pohybuje okolo hodnoty  $t=0,08s$ , s touto hodnotou budu provádět výpočty.

Pozice 1:

$$v = a \cdot t = \frac{F_{x1}}{m_{b1max}} \cdot t = \frac{F_1 \cdot \tan \gamma}{m_{b1max}} \cdot t \quad (7)$$

$$v = \frac{20188 \cdot \tan 22^\circ}{2058} \cdot 0,08 = 0,317 [m \cdot s^{-1}]$$

Pozice 2:

$$v = a \cdot t = \frac{F_{x2}}{m_{b2max}} \cdot t = \frac{F_2 \cdot \tan \gamma}{m_{b2max}} \cdot t \quad (8)$$

$$v = \frac{18501 \cdot \tan 18^\circ}{1886} \cdot 0,08 = 0,254 [m \cdot s^{-1}]$$

Pozice 3:

$$v = a \cdot t = \frac{F_{x3}}{m_{b3max}} \cdot t = \frac{F_3 \cdot \tan \gamma}{m_{b3max}} \cdot t \quad (9)$$

$$v = \frac{17079 \cdot \tan 15^\circ}{1741} \cdot 0,08 = 0,21 [m \cdot s^{-1}]$$

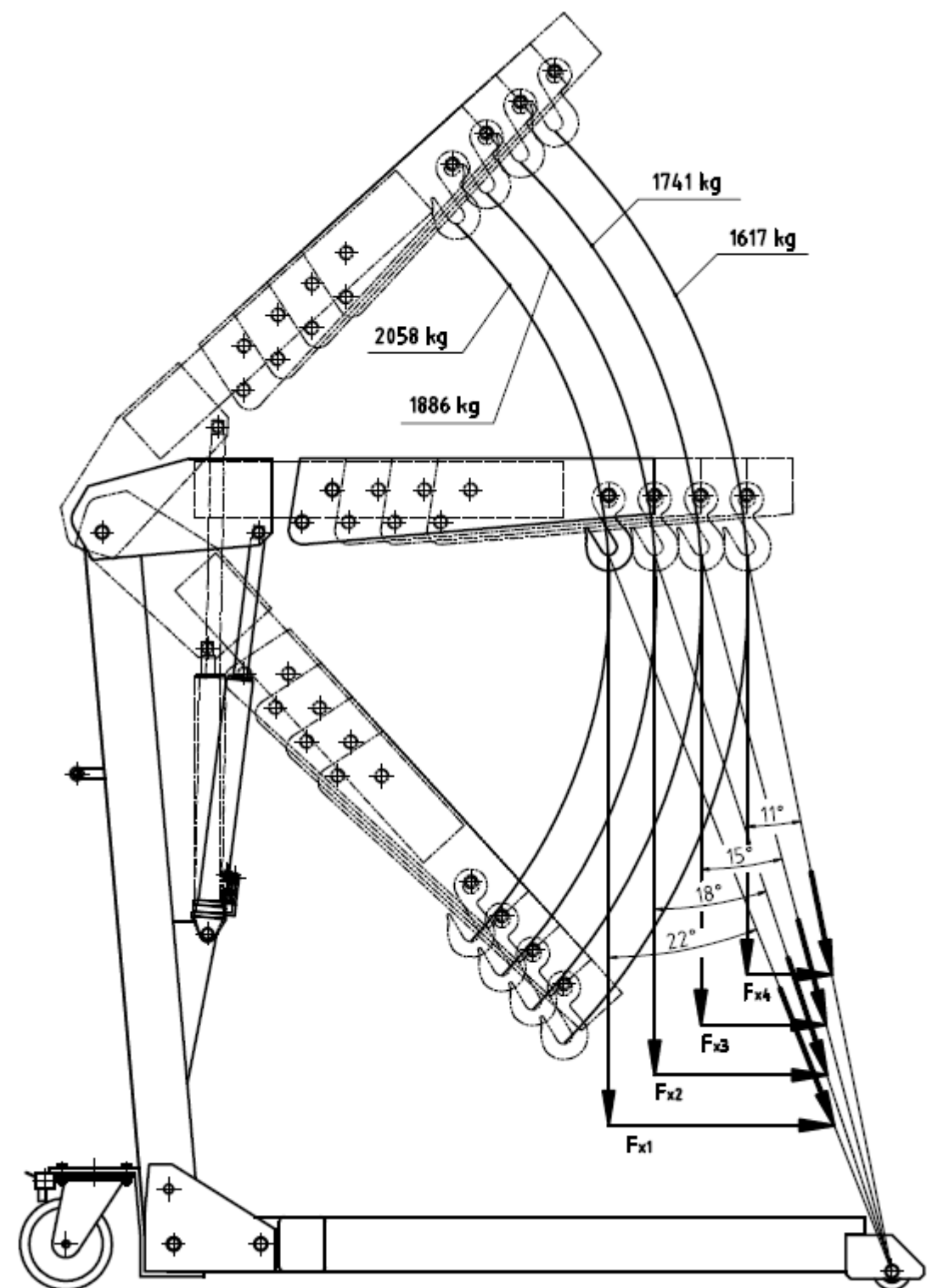
Pozice 4:

$$v = a \cdot t = \frac{F_{x4}}{m_{b4max}} \cdot t = \frac{F_4 \cdot \tan \gamma}{m_{b4max}} \cdot t \quad (10)$$

$$v = \frac{15862 \cdot \tan 11^\circ}{1617} \cdot 0,08 = 0,152 [m \cdot s^{-1}]$$

Z vypočtených hodnot doporučuji maximální rychlost:

$$v_{max} = 0,15 [m \cdot s^{-1}] = 0,54 [km \cdot h^{-1}]$$

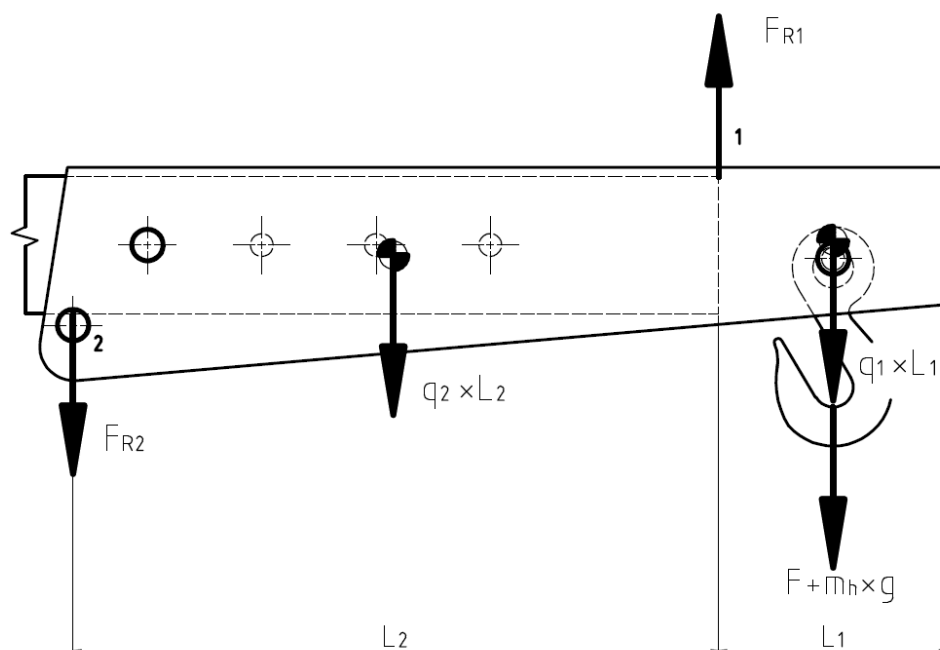


Obr. 4.3 diagram limitních úhlů naklonění břemene v závislosti na stabilitě

## 5. Výpočet sil působících na rameno

### 5.1 Výpočet reakcí působících na rameno, vzniklých výložníkem ramene

Síla břemene, která působí na zařízení je přenášena na rameno pomocí výložníku. Díky teleskopickému prodloužení ramene, působí síly na rameno v bodech reakcí tedy 1 a 2, ale také v čepu, který zabraňuje posunutí výložníku, ale ten pro výpočet zanedbávám. Vypočtené síly jsou použity pro výpočet ramene pomocí metody konečných prvků. Tuto metodu používám kvůli špatně spočítatelnému modulu odporu průřezu v ohybu  $W_o$ . Schéma působení reakcí a vlastní tíhy výložníku je na obrázku 5.1.



Obr. 5.1 schéma reakčních sil působících na rameno

### Výpočet zatížení od vlastní hmotnosti

$$q_1 = \frac{m_1 \cdot g}{L_1} = \frac{5 \cdot 9,81}{0,2} = 245,2 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (11)$$

$$q_2 = \frac{m_2 \cdot g}{L_2} = \frac{14,8 \cdot 9,81}{0,57} = 254,7 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (12)$$

$$q_3 = \frac{m_3 \cdot g}{L_3} = \frac{2,7 \cdot 9,81}{0,09} = 294,3 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (13)$$

$$q_4 = \frac{m_4 \cdot g}{L_4} = \frac{8,2 \cdot 9,81}{0,34} = 236,6 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (14)$$

$$q_n = \frac{m_n \cdot g}{L_2} = \frac{14,2 \cdot 9,81}{0,57} = 244,4 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (15)$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$F_{R1} \cdot L_2 = q_2 \cdot \frac{L_2^2}{2} + q_1 \cdot L_1 \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2\right) + (F + m_h \cdot g) \cdot \left(L_2 + \frac{L_1}{2}\right) \quad (16)$$

$$F_{R1} = \frac{q_2 \cdot \frac{L_2^2}{2} + q_1 \cdot L_1 \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2\right) + (F + m_h \cdot g) \cdot \left(L_2 + \frac{L_1}{2}\right)}{L_2} \quad (17)$$

$$F_{R1} = \frac{254,7 \cdot \frac{0,57^2}{2} + 245,2 \cdot 0,2 \cdot \left(\frac{0,2}{2} + 0,57\right) + (20188 + 1,2 \cdot 9,81) \cdot \left(0,57 + \frac{0,2}{2}\right)}{0,57} = 23\,873,8 \text{ N}$$

$m_h$  – hmotnosti háku

$$\sum M_1 = 0$$

$$F_{R2} \cdot L_2 + q_2 \cdot \frac{L_2^2}{2} = q_1 \cdot \frac{L_1^2}{2} + (F + m_h \cdot g) \cdot \frac{L_1}{2} \quad (18)$$

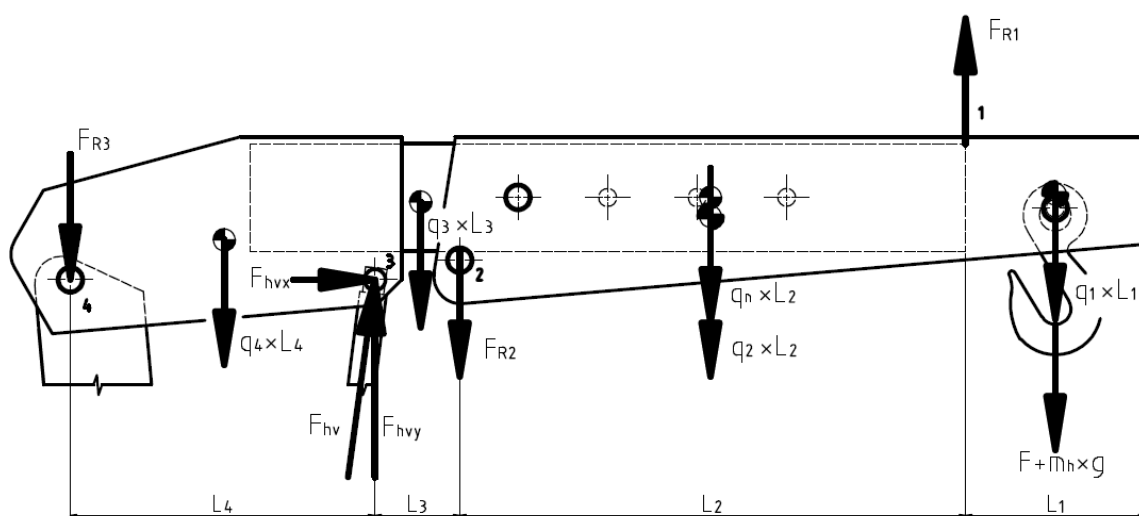
$$F_{R2} = \frac{q_1 \cdot \frac{L_1^2}{2} + (F + m_h \cdot g) \cdot \frac{L_1}{2} - q_2 \cdot \frac{L_2^2}{2}}{L_2} \quad (19)$$

$$F_{R2} = \frac{245,2 \cdot \frac{0,2^2}{2} + (20188 + 1,2 \cdot 9,81) \cdot \frac{0,2}{2} - 254,7 \cdot \frac{0,57^2}{2}}{0,57} = 3479,8 \text{ N}$$



## 5.2 Výpočet síly v hydraulickém válci

Hydraulický válec, je schopen vyvinout maximální sílu 8000 kg. Ale protože jsem kvůli bezpečnosti použil pro výpočet maximální zátěžové síly střední zdvihový moment (4), tak se síla ve válci zmenší. Díky proměnlivému zdvihu ramene se síla ve válci rozkládá do dvou svislých složek osy x a y. Na obrázku 5.2 je schéma působících sil na rameno.



Obr. 5.2 schéma působení sil na rameno

$$\sum M_4 = 0$$

$$\begin{aligned} F_{hvy} \cdot L_4 = & q_1 \cdot L_1 \cdot \left( \frac{L_1}{2} + L_2 + L_3 + L_4 \right) + (F + m_h \cdot g) \\ & \cdot \left( \frac{L_1}{2} + L_2 + L_3 + L_4 \right) + q_2 \cdot L_2 \cdot \left( \frac{L_2}{2} + L_3 + L_4 \right) + q_n \cdot L_2 \\ & \cdot \left( \frac{L_2}{2} + L_3 + L_4 \right) + q_3 \cdot L_3 \cdot \left( \frac{L_3}{2} + L_4 \right) + q_4 \cdot \frac{L_4^2}{2} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} & q_1 \cdot L_1 \cdot \left( \frac{L_1}{2} + L_2 + L_3 + L_4 \right) + (F + m_h \cdot g) \\ & \cdot \left( \frac{L_1}{2} + L_2 + L_3 + L_4 \right) + q_2 \cdot L_2 \cdot \left( \frac{L_2}{2} + L_3 + L_4 \right) \\ F_{hvy} = & \frac{+ q_n \cdot L_2 \cdot \left( \frac{L_2}{2} + L_3 + L_4 \right) + q_3 \cdot L_3 \cdot \left( \frac{L_3}{2} + L_4 \right) + q_4 \cdot \frac{L_4^2}{2}}{L_4} \end{aligned} \quad (21)$$

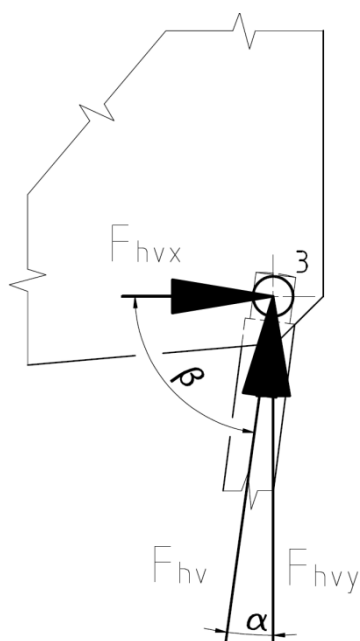
$$F_{hvy} = \frac{245,2 \cdot 0,2 \cdot \left(\frac{0,2}{2} + 0,57 + 0,09 + 0,34\right) + (20188 + 1,2 \cdot 9,81) \cdot \left(\frac{0,2}{2} + 0,57 + 0,09 + 0,34\right) + 254,7 \cdot 0,57 \cdot \left(\frac{0,57}{2} + 0,09 + 0,34\right) + 244,4 \cdot 0,57 \cdot \left(\frac{0,57}{2} + 0,09 + 0,34\right) + 294,3 \cdot 0,09 \cdot \left(\frac{0,09}{2} + 0,34\right) + 236,6 \cdot \frac{0,34^2}{2}}{0,34}$$

$$F_{hvy} = 66179 \text{ N}$$

$$F_{hv} = \frac{F_{hvy}}{\cos \alpha} = \frac{66179}{\cos 7^\circ} = 66675 \text{ N} \quad (22)$$

$$F_{hvx} = F_{hv} \cdot \cos \beta = 8125 \text{ N} \quad (23)$$

Na obrázku 5.3 jsou znázorněny úhly, které svírá hydraulický válec s ramenem. Ve vodorovné poloze na rameno působí maximální zatížení. Hodnoty těchto úhlů, kdy je rameno ve vodorovné poloze jsou sepsány v tabulce 5.1.



$\alpha$	$\beta$
$7^\circ$	$83^\circ$

Tab. 5.1

Obr. 5.3 úhly svírající hydraulický válec s ramenem

### 5.3 Výpočet reakční síly působící na čep v kloubu ramene

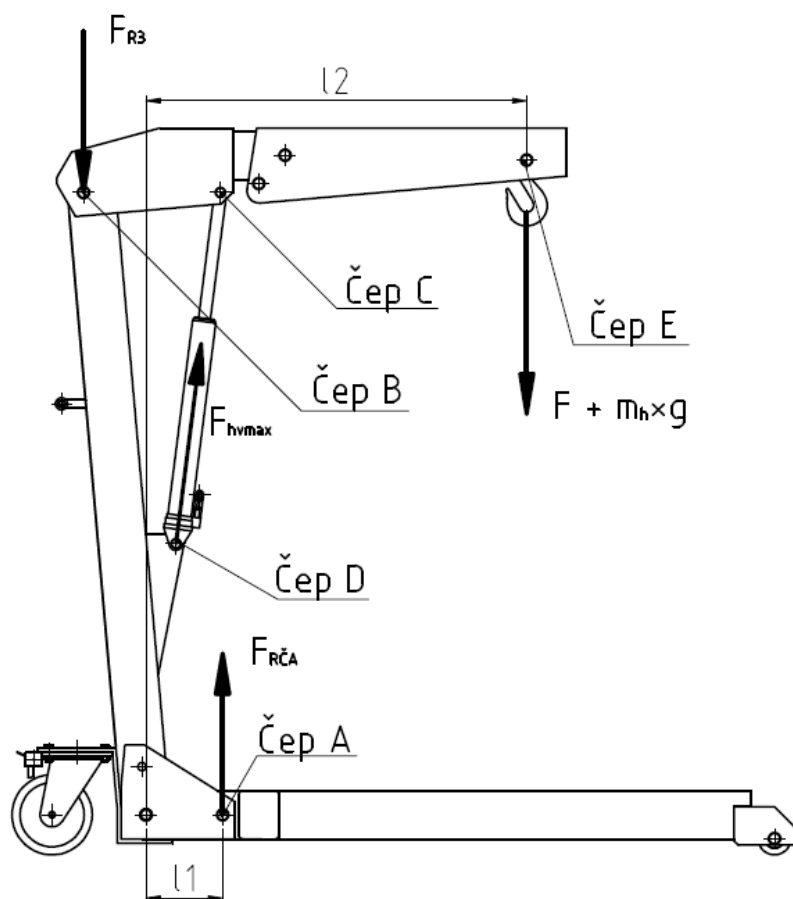
Tato síla je reakcí na ohybový moment, vzniklý zatížením břemene, ale také vlastní tíhou ramene. Z důvodu potřeby výpočtu bezpečnosti čepu spojujícího rám a rameno na střih a také pro výpočet pevnostní analýzy ramene, je stěžejní tuto sílu spočítat. Na obr. 5.2 je tato síla  $F_{R3}$  znázorněna.

$$F_{R3} = \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2 + L_3\right) + q_1 \cdot L_1 \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2 + L_3\right) + q_2 \cdot L_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_3\right) + q_n \cdot L_2 \cdot \left(\frac{L_2}{2} + L_3\right) + q_3 \cdot \frac{L_3^2}{2} - q_4 \cdot \frac{L_4^2}{2}}{L_4} \quad (24)$$

$$F_{R3} = \frac{(20188 + 1,2 \cdot 9,81) \cdot \left(\frac{0,2}{2} + 0,57 + 0,09\right) + 245,2 \cdot 0,2 \cdot \left(\frac{0,2}{2} + 0,57 + 0,09\right) + 254,7 \cdot 0,57 \cdot \left(\frac{0,57}{2} + 0,09\right) + 244,4 \cdot 0,57 \cdot \left(\frac{0,57}{2} + 0,09\right) + 294,3 \cdot \frac{0,09^2}{2} - 236,6 \cdot \frac{0,34^2}{2}}{0,34} = 45539 \text{ N}$$

## 5.4 Výpočet čepů

Na obrázku 5.4 je zobrazeno schéma rozmístění čepů s jejich označením, které je použito v dalším výpočtu. V tabulce 5.2 jsou sepsány potřebné parametry k výpočtu čepů. Čepy jsou vyrobeny s materiálu 11140 (automatová ocel), tento materiál má mez kluzu  $Re = 450 \text{ MPa}$ .



Obr. 5.4 schéma rozmístění čepů

Tab. 5.2 potřebné parametry k výpočtu čepových spojení

l1	l2	l3	ød1	ød2
190 mm	945 mm	20 mm	20 mm	24 mm

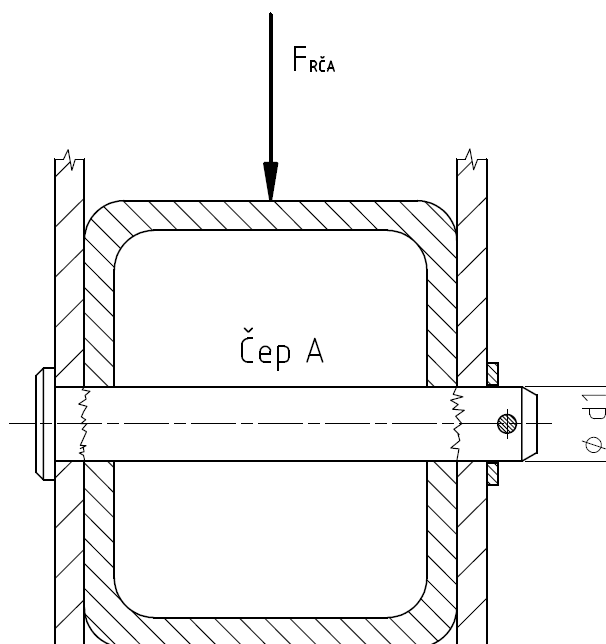
### Výpočet dovoleného napětí ve střihu

$$\tau_{DOV} = 0,4 \cdot Re = 0,4 \cdot 450 = 180 \text{ MPa} \quad (25)$$

Při zatížení pouze smykem, nelze vyjádřit bezpečnost k mezi kluzu, poněvadž tangenciální smykové napětí je mnohem více nebezpečné než napětí tahové či ohybové a je tedy zapotřebí provést převodní vztah (21).[3]

### Výpočet Čepu A

Na obrázku 5.5 je zobrazení čepového spojení, které je zatíženo silou  $F_{R\check{C}A}$ , která se rozděluje mezi dvojce čepové spojení (na každou nohu). Síla  $F_{R\check{C}A}$  je reakcí na ohybový moment způsobený břemenem. Toto čepové spojení je namáháno pouze stříhem.



Obr. 5.5 zobrazení čepového spojení čepem A

$$F_{R\check{C}A} = \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot l_2}{l_1} = \frac{(20188 + 1,2 \cdot 9,81) \cdot 0,945}{0,19} = 100467 \text{ N} \quad (26)$$

Zatížení stříhem:

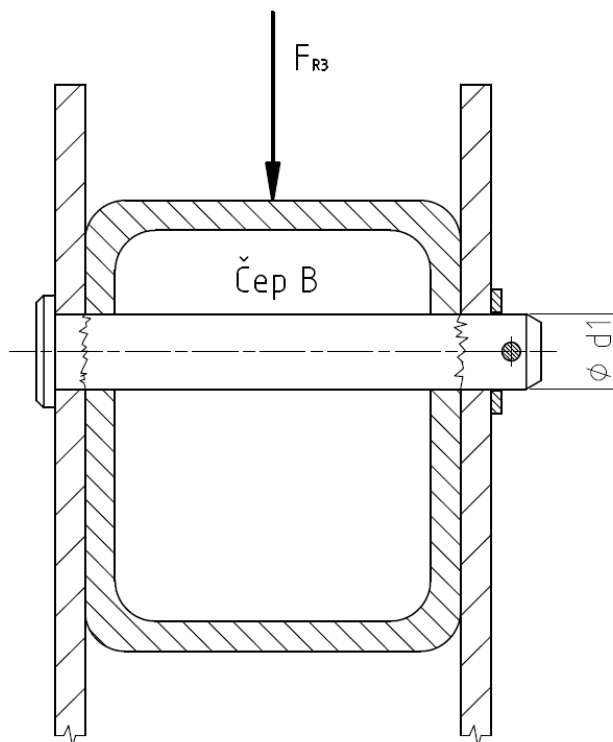
$$\tau_{\check{C}A} = \frac{\frac{F_{R\check{C}A}}{2}}{2 \cdot S_{\check{C}A}} = \frac{F_{R\check{C}A}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{100467}{\pi \cdot 20^2} = 79,9 \text{ MPa} \quad (27)$$

Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí ve smyku:

$$k_s = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_{\check{C}A}} = \frac{180}{79,9} = 2,25 > 1,25 \dots \dots \text{vyhovuje} \quad (28)$$

### Výpočet čepu B

Na obrázku 5.6, je znázorněno čepové spojení pomocí čepu B. Toto čepové spojení je také zatíženo pouze na stříh. Síla, která způsobuje zatížení, je reakční síla  $F_{R3}$ .



Obr. 5.6 zobrazení čepového spojení pomocí čepu B

Zatížení stříhem:

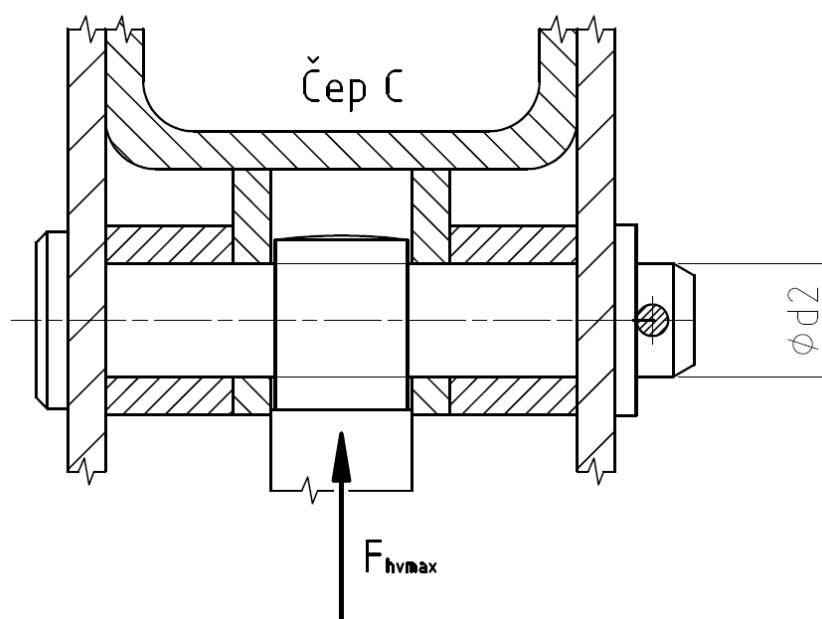
$$\tau_{\check{c}B} = \frac{F_{R3}}{2 \cdot S_{\check{c}B}} = \frac{F_{R3}}{\frac{\pi \cdot d1^2}{2}} = \frac{45539}{\frac{\pi \cdot 20^2}{2}} = 72,4 \text{ MPa} \quad (29)$$

Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí ve smyku:

$$k_s = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_{\check{c}B}} = \frac{180}{72,4} = 2,48 > 1,25 \dots \dots \text{vyhovuje} \quad (30)$$

### Výpočet čepu C

Na obrázku 5.7 je schéma čepového spojení, kde pístnice hydraulického válce působí maximální silou v hydraulickém válci  $F_{hvmax}$  (1) na čep C, který přenáší sílu na rameno. Čep je zatěžován na stříh. V prvním konstrukčním řešení kde byl čep namáhán pouze na ohyb, bylo řešení naprosto nepřijatelné (obráz. 6.4).



Obr. 5.7 schéma čepového spojení pomocí čepu C

Zatížení stříhem:

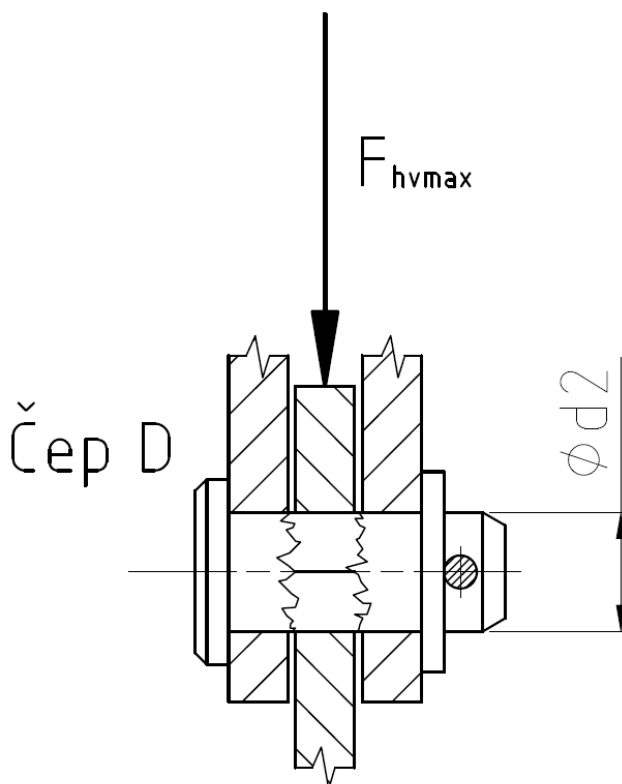
$$\tau_{\check{c}C} = \frac{F_{hvmax}}{2 \cdot S_{\check{c}C}} = \frac{2 \cdot F_{hvmax}}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 78480}{\pi \cdot 24^2} = 86,7 \text{ MPa} \quad (31)$$

Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí ve smyku:

$$k_s = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_{\check{c}C}} = \frac{180}{86,7} = 2,07 > 1,25 \dots \dots \text{vyhovuje} \quad (32)$$

### Výpočet čepu D

Na obrázku 5.8 je znázorněno schéma čepového spojení čepem D, které spojuje rám s hydraulickým válcem. Toto čepové spojení je namáháno na stříh.



Obr. 5.8 schéma čepového spojení pomocí čepu D

Zatížení stříhem:

$$\tau_{\check{c}D} = \frac{F_{hvmax}}{2 \cdot S_{\check{c}D}} = \frac{F_{hvmax}}{\frac{\pi \cdot d^2}{2}} = \frac{78480}{\frac{\pi \cdot 24^2}{2}} = 86,7 \text{ MPa} \quad (33)$$

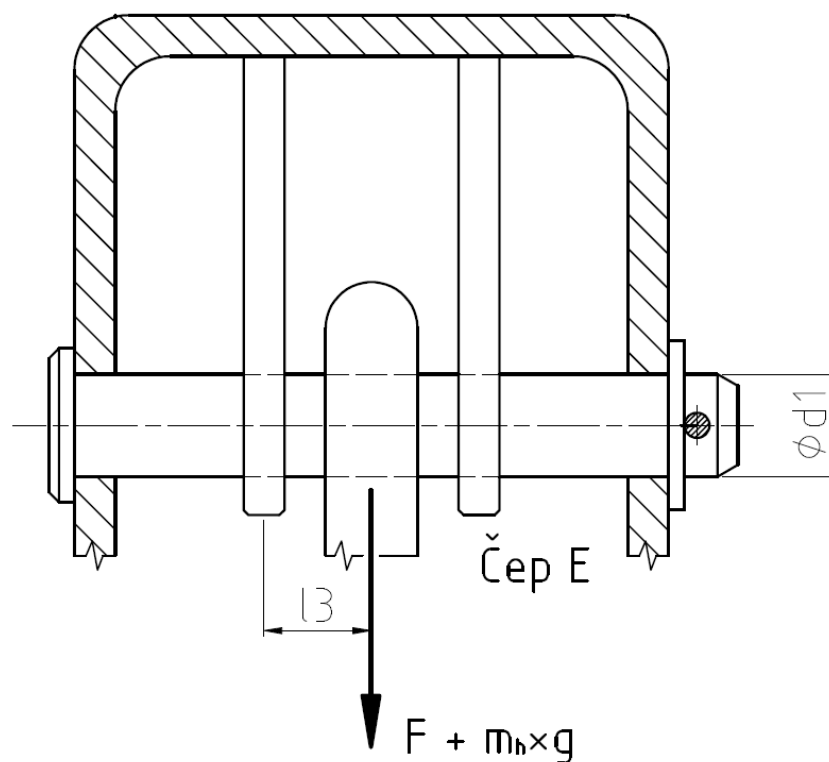
Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí ve smyku:

$$k_s = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_{\check{c}D}} = \frac{180}{86,7} = 2,07 > 1,25 \dots \dots \text{vyhovuje} \quad (34)$$



### Výpočet čepu E

Na obrázku 5.9 je znázorněno schéma čepového spojení pomocí čepu E, na kterém je uchycen hák. Čep E je namáhán hlavně na ohyb.



Obr. 5.9 schéma čepového spojení pomocí čepu E

Zatížení ohybem:

$$\sigma_{o\check{c}E} = \frac{M_o}{W_{o\check{c}E}} = \frac{\frac{(F + m_h \cdot g)}{2} \cdot l3}{\frac{\pi \cdot d1^3}{32}} = \frac{16 \cdot (F + m_h \cdot g) \cdot l3}{\pi \cdot d1^3} \quad (35)$$

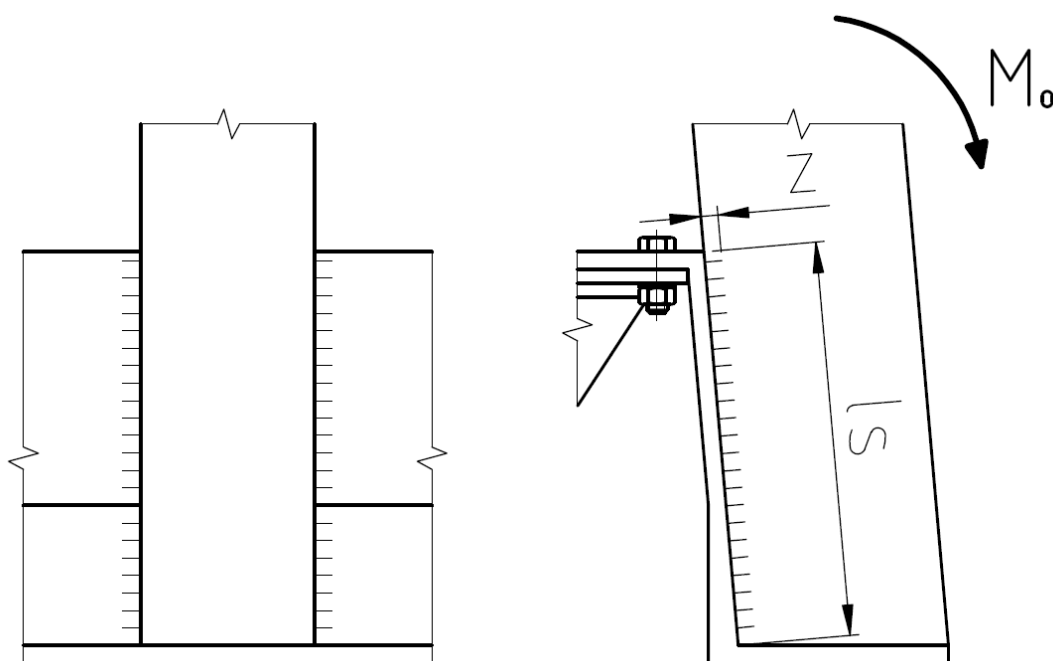
$$\sigma_{o\check{c}E} = \frac{16 \cdot (20188 + 1,2 \cdot 9,81) \cdot 20}{\pi \cdot 20^3} = 257,1 \text{ MPa}$$

Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí v ohybu:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{o\check{c}E}} = \frac{450}{257,1} = 1,75 > 1,25 \dots \dots \text{vyhovuje} \quad (36)$$

## 5.5 Výpočet svarů

Podle pevnostní analýzy ramene soudím podle zbarvení, které se pohybují kolem 15-25 MPa že svary ramene není potřeba počítat. Naopak jako nejkritičtější místo svarů jsem usoudil, že by mohlo být v kořenu rámu, kde je přivařen sloup. Tyto svary jsou namáhány ohybovým momentem vzniklým silou břemene působící na délce ramene. Na obrázku 5.10 je znázorněno schéma pozice svarů. Délka svarů je 225 mm, a z volím 10 mm.



Obr. 5.10 schéma pozice svarů

Zatížení svaru ohybovým momentem:

$$\tau_{sv} = \frac{M_o}{W_{osv}} = \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot l_r}{2 \cdot \frac{z \cdot l_s^2}{6}} = \frac{(20188 + 1,2 \cdot 9,81) \cdot 1100}{2 \cdot \frac{10 \cdot 225^2}{6}} = 131,6 \text{ MPa} \quad (37)$$

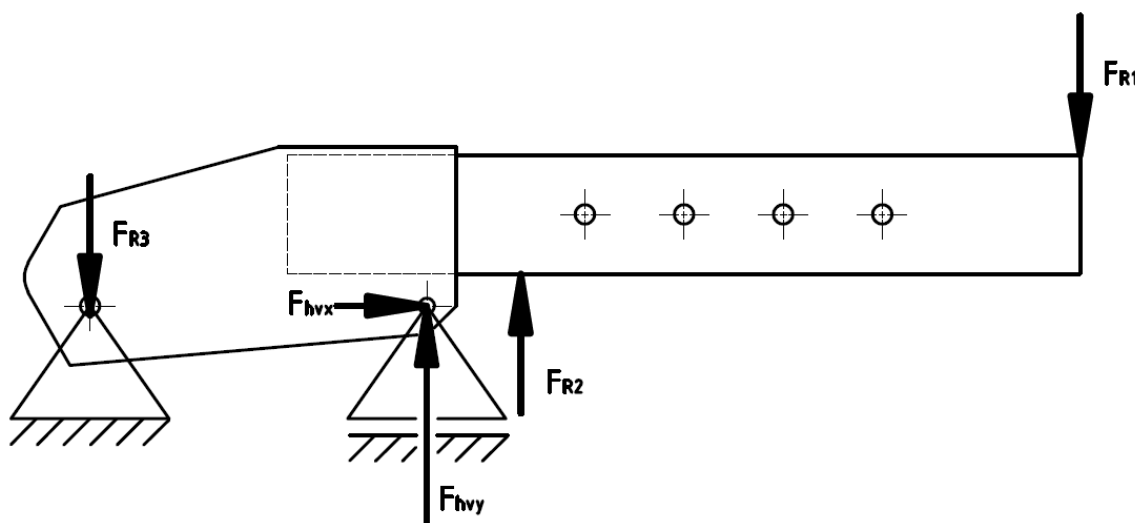
Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí v ohybu:

$$k_s = k_3 \cdot \frac{Re}{\tau_{sv}} = 0,9 \cdot \frac{333}{131,6} = 2,27 \Rightarrow 1,5 \dots \text{vyhovuje} \quad (38)$$

$k_3$  - převodní součinitel pro koutový svar čelní

## 6 Pevnostní analýza ramene

Díky možnosti použití výpočetního softwaru obsáhlého v programu Autodesk Inventor 2009, jsem se rozhodl této možnosti využít a provést pevnostní analýzu metodou MKP. Na obrázku 6.1 je znázorněno schéma počítaného ramene, kde jsou znázorněny síly, které na součást působí. Hodnoty působících sil na rameno jsou uvedeny v tabulce 6.1. Tyto síly jsou vypočteny pro maximální zatížení, které je závislé na hodnotě zdvihového momentu zařízení, který je vyvozen hydraulickým válcem (4).



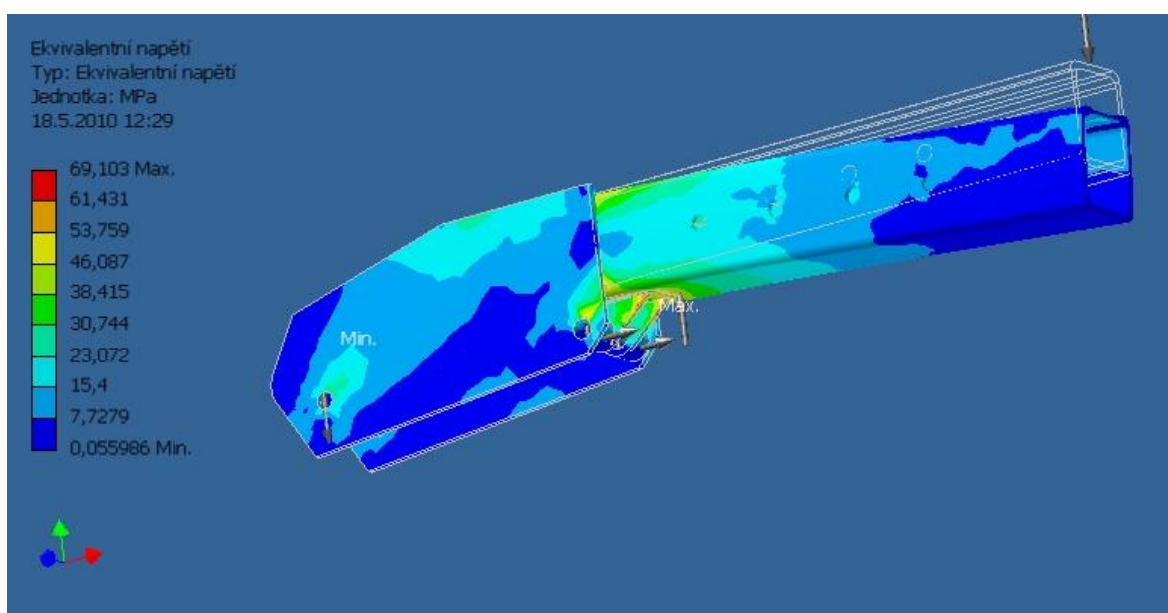
Obr. 6.1 schéma zatížení ramene zadané do výpočtu MKP

Tab. 6.1 síly působící na rameno

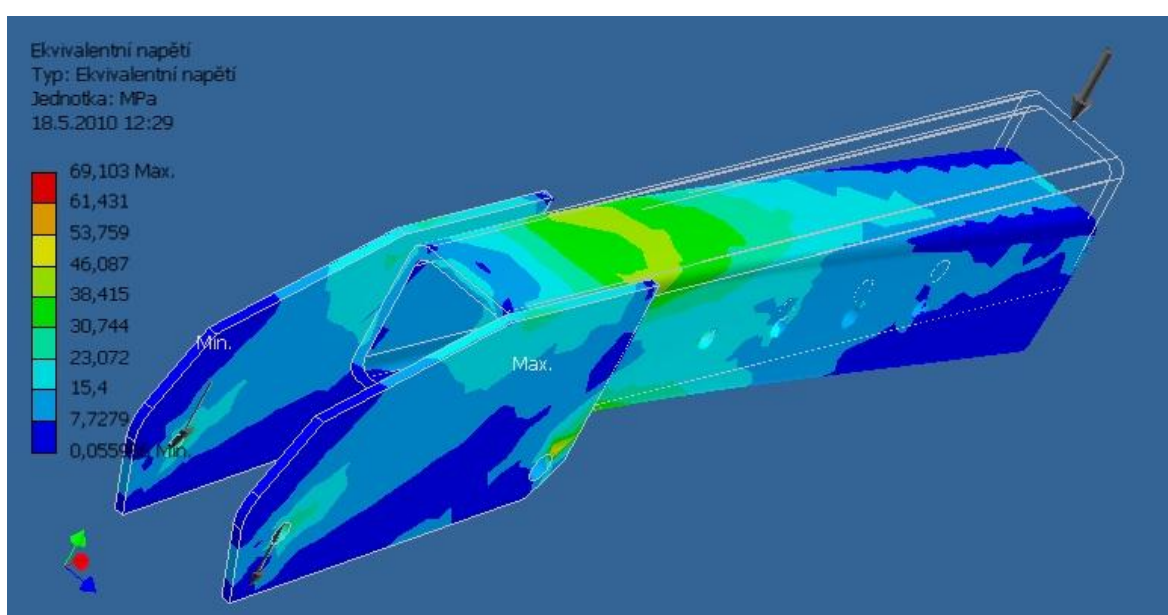
<b>FR1</b>	23873,8 N
<b>FR2</b>	3479,8 N
<b>FR3</b>	45 539 N
<b>Fhvy</b>	66179 N
<b>Fhvx</b>	8125 N

## 6.1 Výpočet ramene pomocí pevnostní analýzy metodou MKP

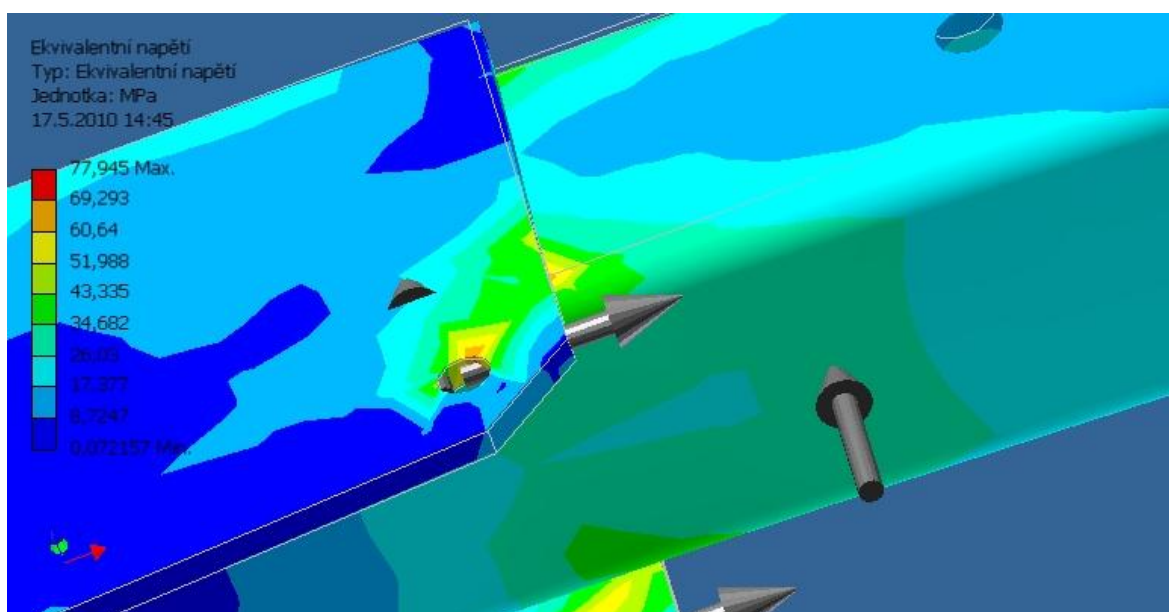
Na obrázcích 6.2;6.3 jsou znázorněny pohledy ramene, na kterém byl proveden výpočet ekvivalentního napětí pomocí metody MKP. Tento výpočet vyšel s maximálním napětím 69,1 MPa které je v oblasti ok pro čep, který spojuje rameno s pístnicí hydraulického válce. V prvním řešení (obr.6.4) které bylo taky vyhovující, bylo maximální zatížení ramene 77,94MPa ale kvůli značnému namáhání čepu spojujícího pístnici s ramenem, jsem konstrukční řešení předělal do nynější podoby, detail tohoto řešení je na obrázku 6.5.



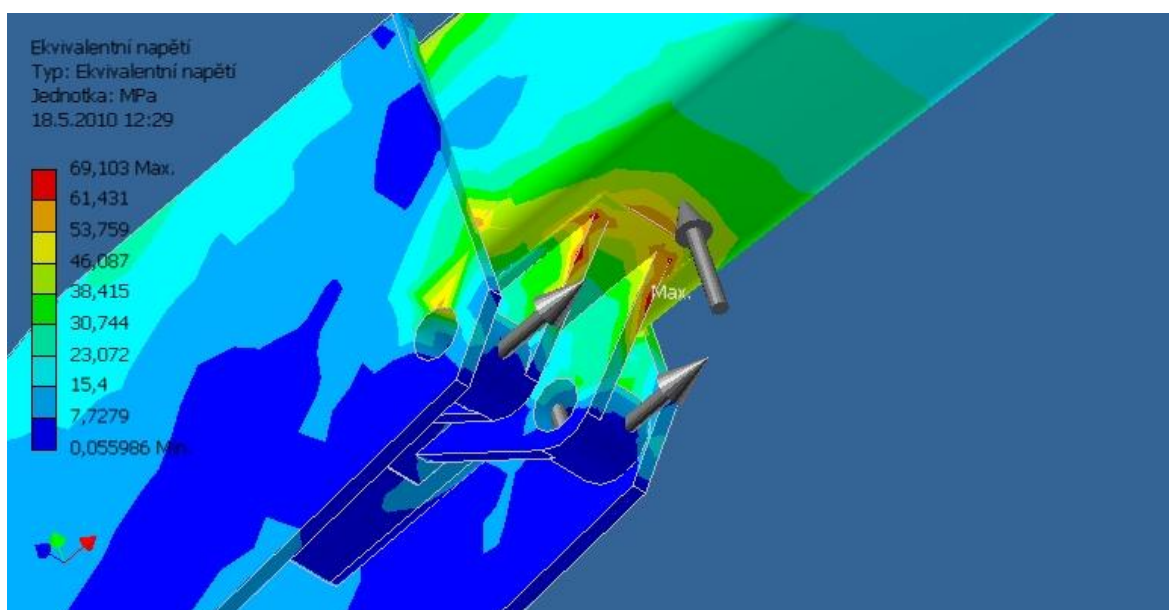
Obr. 6.2 ekvivalentní napětí v ramenu určené pomocí metody MKP (pohled 1)



Obr. 6.3 ekvivalentní napětí v ramenu určené pomocí metody MKP (pohled 2)



Obr. 6.4 staré řešení, které není vhodné pro zatížení čepu C



Obr. 6.5 detail řešení ok čepu spojujícího pístnici s ramenem

## 6.2 Výpočet bezpečnosti ramene

Díky pevnostní analýze provedené metodou MKP, ze které jsem zjistil maximální ekvivalentní napětí, které použiju pro výpočet bezpečnosti ramene jeřábu. Dovolená bezpečnost zařízení jako jsou jeřáby, které nejsou použity pro přepravu lidí je stanovena na velikost  $k_{DOV} = 4$ . Rameno je vyrobeno z materiálu 11 523, který má mez kluzu  $Re = 333\text{MPa}$ . Vypočtená bezpečnost (21) se ještě zvýší, díky stanovení meze nosnosti zařízení na každou polohu vysunutí výložníku.

$$k_s = \frac{Re_{11523}}{\sigma_o} = \frac{333}{69,1} = 4.81 \quad (39)$$

$$k_s > k_{DOV}$$

Bezpečnost  $k_s$  je menší než dovolená  $\Rightarrow$  rameno vyhovuje.

## 7 Konstrukční provedení podvozku

Jako jeden z cílů této práce, je úkol navrhnout podvozek tak aby, byl schopen najet kolem euro palety ne jen z kratší strany, ale i z delší strany. Konstrukční řešení je znázorněno na obrázku 9.1, kde je také znázorněna pro srovnání euro paleta. Podvozek je vybaven předními a zadními kolečky. Přední kolečka jsou umístěna na konci nohou a nedají se otáčet, kolečko je znázorněno na obr. 7.1, a parametry jsou sepsány v tabulce 7.1. Zadní řídící kola jsou upevněny na rámu pomocí čtyř šroubů, tyto kola jsou také vybaveny brzdou pro potřebu fixace zařízení. Řídící kolo je znázorněno na obrázku 7.2, a parametry tohoto kola jsou v tabulce 7.2.








Obr. 7.1 přední kolečko [15]











Obr. 7.2 zadní kolečko [16]

Tab. 7.1 parametry předního kolečka

Označení kola	 Průměr kola	 Šířka běhounu	 Průměr otvoru hřídele	 Délka náboje	Specifikace	 Zátěž
R-PA 82x98	82 mm	98 mm	20 mm	98 mm	47x14 - 6204	1000 kg

Tab. 7.2 parametry řídicího kolečka

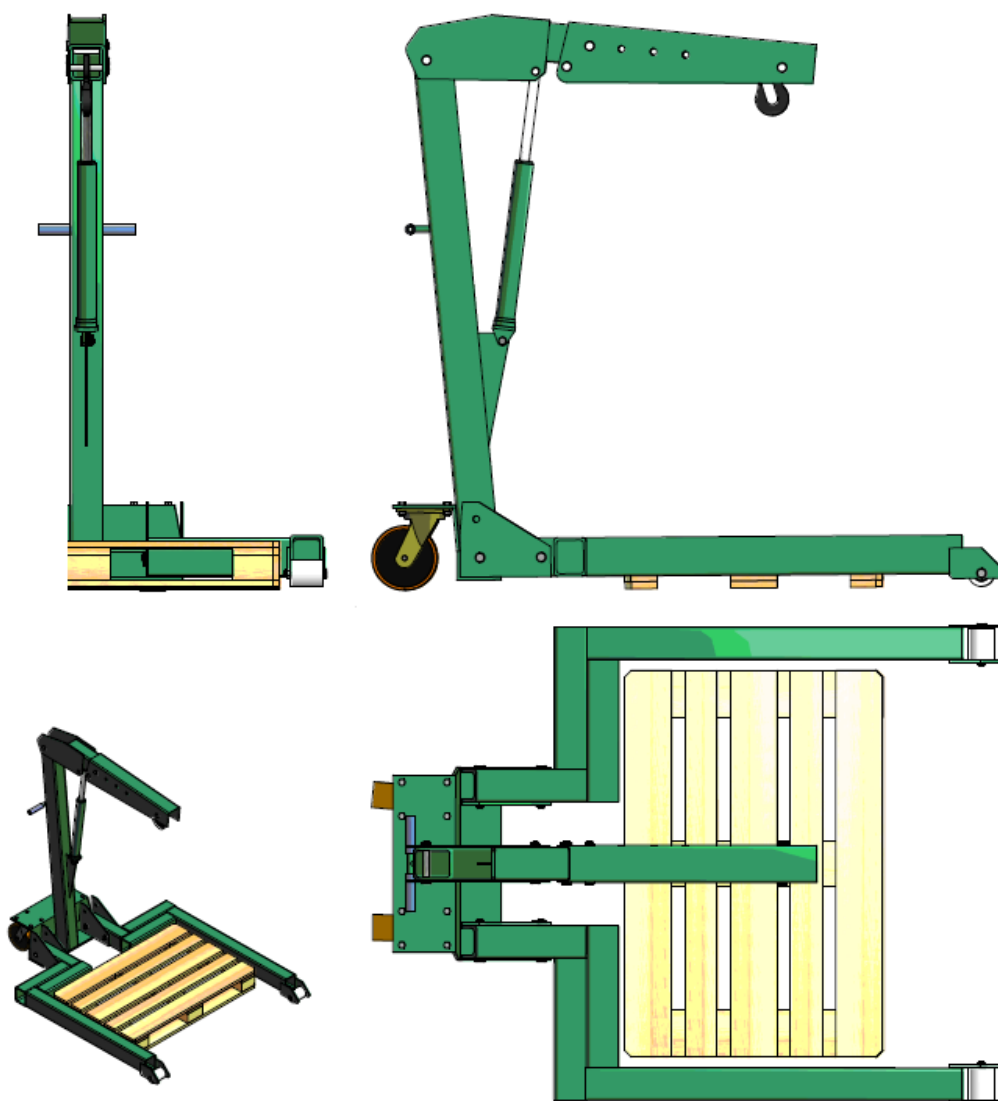
Označení kola	 Průměr kola	 Šířka běhounu	 Velikost desky	 Rozteč otvorů	 Průměr otvorů	 Vystředění	 Stavební výška	 Zátěž
9681-FTP 200 P64	200 mm	80 mm	175x140 mm	140 x105 mm	14 mm	62 mm	255 mm	1400 kg

## 8 Bezpečnostní zásady pro manipulaci

- dodržujte maximální nosnost, nikdy nepřetěžujte jeřáb,
- se zařízením manipulujte pouze na rovné ploše, nerovná podlaha může zapříčinit převrácení,
- před manipulací zkontrolujte, zda jsou všechny čepy zajištěny pomocí závlaček a pojistných kroužků,
- při spouštění břemeno nechte pomalu spouštět, spouštění nikdy nezastavujte prudce, může dojít k přetížení a zničení hydrauliky,
- břemeno nikdy nenechávejte delší dobu bez dozoru vyset,
- při přepravě s břemenem nepřekračujte doporučenou rychlost, při nárazu může dojít ke ztrátě stability.

## 9 Závěr

Dle zadaných parametrů a požadavků bylo navrženo mobilní manipulační zařízení (obr. 9.1), tak aby bylo dostatečně pevné a schopné zvedat a manipulovat s břemeny do jmenovité nosnosti 2000 kg. Stabilita a kinematické vlastnosti zařízení byly určeny a spočteny. Bezpečnostní zásady pro manipulaci se zařízením jsou zadány. Kritická místa zařízení byla pevnostně zkontrolována, některé místa byla vypočtena také pomocí metody konečných prvků. Z výsledků vyplívá, že zařízení je dostatečně pevné pro zadané zatížení a tedy všechny cíle bakalářské práce jsou splněny.



Obr. 9.1 znázornění konstrukčního mobilního manipulačního zařízení



## 10 Použitá literatura

### Knihy a příručky:

- [1] Norma ČSN 27 0142 Jeřáby a zdvihadla – zkoušení
- [2] Jeřábek K., Helebrant F., Jurman J., Voštová V.: Stroje pro zemní práce silniční stroje, VŠB –TUO, Ostrava 1995
- [3] Bc. Pavel Vraník Nakládací jeřáb pro nákladní automobil, diplomová práce, VŠB –TUO, Ostrava 2009
- [4] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací.* 90s Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 130s
- [5] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů.* 90s Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 127s
- [6] Křivda V., Široký J.: Zpracování podkladů pro projekty a diplomové práce Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2006, 69s
- [7] Leinveber J., Vávra P.: Strojnické tabulky, Úvaly, 2003
- [8] Leinveber J., Švercl J.: Technické kreslení a základy deskriptivní geometrie Praha, 1999

### Internet:

- [9] <http://www.b2bpartner.cz/category.aspx?id=10000183>
- [10] <http://www.pneu-dily.cz/p/hydraulicky-jeřabovy-zvedak-2t>
- [11] <http://agri-fair-s-r-o.takeit.idnes.cz/sekce-100958-vytahy-a-schodistove-plosiny/dilensky-jeřab-hwk-kl>
- [12] <http://www.klimex.cz/stavebni-stroje/Manipulacni-technika/JR-12-RS/bd/258>
- [13] <http://www.ac-hydraulic.com/Default.asp?mode=showproduct&id=75>
- [14] <http://www.e-automotive.cz/hydraulicke-valce/hydraulicky-valec-8t-automotive-p-152020.html?cPath=202813>
- [15] <http://www.navratilsro.cz/r-r-pa-r-pu/>
- [16] <http://www.navratilsro.cz/kola-serie-ftp-9680/>

### Použitý software:

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Powerpoint 2007

Autodesk AutoCAD 2006

Autodesk Inventor 2009

## 11 SEZNAM PŘÍLOH

Název	Označení	Formát
Manipulační zařízení	LAS 113 – 01	A0

Děkuji doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D. za cenné rady poskytnuté při zpracování bakalářské práce.